

CLIPPEDIMAGE= JP403229908A  
PAT-NO: JP403229908A  
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 03229908 A  
TITLE: VARIABLE SOUND ARRESTER

PUBN-DATE: October 11, 1991

INVENTOR-INFORMATION:

NAME  
GOTO, HIROYUKI  
NISHIO, YOSHITAKA  
KOHAMA, TOKIO  
KURODA, OSAMU  
SHIMIZU, KOICHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
NIPPONDENSO CO LTD	N/A
TOYOTA MOTOR CORP	N/A

APPL-NO: JP02005544  
APPL-DATE: January 12, 1990

INT-CL (IPC): F01N001/02  
US-CL-CURRENT: 181/213

ABSTRACT:

PURPOSE: To improve the lowering performance of the higher harmonics composition sound of an engine revolution number, by providing the 1st resonance chamber communicating with the duct of an air intake pipe or the like, and the 2nd resonance chamber made to communicate with this 1st resonance chamber through a cylindrical communicating passage which is opened/closed by means of a seal member.

CONSTITUTION: The 1st resonance chamber 1 consisting of an iron plate made pipelike member 11 is formed integrally with an air intake pipe 6 through which air intake gas whose flow changes according to an engine revolution number, flows, and this chamber 1 is connected with the air intake pipe 6 through an opening 12. Also, the 2nd resonance chamber 2 which is made of an iron plate made bowl-like member 21 and which is divided with the 1st resonance chamber 1 by means of a partition 31, is provided, and this 2nd chamber 2 is made to communicate with the 1st resonance chamber 2 through a connection passage 3 consisting of an iron plate bowl-shape member 21 integrally formed at the center of the partition 31. The opening of the 2nd resonance chamber 2 side of the connection passage 3 is made to be openable/ closable by means of a disk-like seal member 4, and the seal member 4 is drivingly opened/ closed by means of an actuator 52 through negative pressure from a negative pressure source 54 via a solenoid valve 56 whose opening is regulated according to the engine revolution number.

COPYRIGHT: (C) 1991, JPO&Japio

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平3-229908

⑬ Int. Cl.<sup>5</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成3年(1991)10月11日

F 01 N 1/02

A 6848-3G

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 10 頁)

⑮ 発明の名称 可変消音器

⑯ 特 願 平2-5544

⑰ 出 願 平2(1990)1月12日

⑱ 発 明 者	後 藤 弘 之	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑱ 発 明 者	西 尾 佳 高	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑱ 発 明 者	小 浜 時 男	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑱ 発 明 者	黒 田 修	愛知県豊田市トヨタ町1番地	トヨタ自動車株式会社内
⑱ 発 明 者	清 水 光 一	愛知県豊田市トヨタ町1番地	トヨタ自動車株式会社内
⑲ 出 願 人	日本電装株式会社	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	
⑲ 出 願 人	トヨタ自動車株式会社	愛知県豊田市トヨタ町1番地	
⑲ 代 理 人	弁理士 大 川 宏		

明 細 書

1. 発明の名称

可変消音器

2. 特許請求の範囲

(1) エンジンの回転数に応じて流量が変化する流体が流れるダクトと連通する開口を有する第1共鳴室と、

該第1共鳴室とは独立して設けられた第2共鳴室と、

一端が該第1共鳴室に開口し他端が該第2共鳴室に開口する該第1共鳴室と該第2共鳴室を連通するシリンダ状の連通路と、

該連通路の該第2共鳴室側の開口端部を開閉する封止部材と、

エンジンの回転数に応じて該封止部材を駆動して該連通路を開閉する弁機構と、からなることを特徴とする可変消音器。

3. 発明の詳細な説明

[産業上の利用分野]

本発明は、内燃機関の吸気または排気騒音を低

減するために吸気管または排気管の途中に設けられる可変消音器に関する。

[従来の技術]

広い範囲にわたるエンジン回転数の吸気または排気騒音を低減させるために、従来は、固有共鳴周波数が異なる複数の共鳴型消音器を吸気管または排気管の途中に設けて対応してきた。しかしながら、このような対応には大きな取り付け空間が必要なので、自動車のように限られた取り付け空間しか許容されない場合、かかる対応は困難であった。

そこで、第4図に示すような構成の共鳴型消音器が利用されている。この従来の共鳴型消音器の共鳴室600は、連通路700によって、エンジン回転数に応じて流量が変化する流体が流れるダクト800と連通している。また、この共鳴室600は堤状部601と弁602によって、第1共鳴室610と第2共鳴室620に区画されている。この共鳴型消音器においては、エンジン回転数に応じて弁602を開閉することによって、共鳴室

600の容積を変化させ、これによって固有共鳴周波数を変化させている。

〔発明が解決しようとする課題〕

また、上記の従来の共鳴型消音器を改良するものとして、実開昭61-41816号公報に記載されているような共鳴型消音器が提案されている。このものは、第4図に示すような従来の共鳴型消音器の共鳴室600を3以上の複数個に分割したものである。これによって、広い範囲にわたるエンジン回転数の吸気または排気騒音を低減しようとするものである。しかしながら、この共鳴型消音器においては、複数の共鳴室を設けるため大きな取り付け空間が必要である。また、複数の弁および制御機器が必要なため、複雑な構成となり製造原価も高くなってしまふ。さらにまた、それぞれの共鳴室の容積によって定まる共鳴周波数の吸気または排気騒音のみが著しく低減されるため、加速時または減速時に吸気または排気騒音の音圧が大きく上下するため、不快な音に聞こえてしまうという問題がある。加えて、エンジン回転数に

- 3 -

じて該封止部材を駆動して該連通路を開閉する弁機構と、からなることを特徴とする可変消音器である。

第1共鳴室は、エンジンの回転数に応じて流量が変化する流体が流れるダクト、すなわち、吸気管や排気管と連通する開口を有しており、以下にのべる連通路が開いた状態になっている場合、および、連通路が以下に述べる封止部材と弁機構によって閉じられた状態になっている場合、吸気または排気騒音をその内部で多方向に反射させ、これらを共鳴させて打ち消す作用、および、吸気または排気管の断面積がこの第1共鳴室で変化することにより吸気または排気流体を膨脹収縮させて吸気または排気騒音を減衰させる作用をするものである。この第1共鳴室は、樹脂などによりダクトと一体的に成形されたもの、または、鉄板などからなりダクトに一体的に溶接されたものであってもよい。

第2共鳴室は、第1共鳴室とは独立して設けられた共鳴室であり、以下にのべる連通路が開いた

- 5 -

応じた周波数の吸気または排気騒音をフーリエ分解した成分正弦波の $n$ 次高調波（以下、エンジン回転数の高次成分の吸気または排気騒音という。）を同時に低減することができないため、吸気または排気騒音を全体的に低減する効果が小さいという問題もある。

したがって、本発明は、小型でかつ簡単な構成の車両搭載性が良い可変消音器であって、かつ、エンジン回転数の高次成分の音を同時に良好に低減する騒音低減特性を有する可変消音器を提供することを目的とする。

〔課題を解決するための手段〕

本発明の可変消音器は、エンジンの回転数に応じて流量が変化する流体が流れるダクトと連通する開口を有する第1共鳴室と、該第1共鳴室とは独立して設けられた第2共鳴室と、一端が該第1共鳴室に開口し他端が該第2共鳴室に開口する該第1共鳴室と該第2共鳴室を連通するシリンダ状の連通路と、該連通路の該第2共鳴室側の開口端部を開閉する封止部材と、エンジンの回転数に応

- 4 -

状態になっている場合、吸気または排気騒音をその内部で多方向に反射させ、これらを共鳴させて打ち消す作用をするものである。この第2共鳴室は、隔壁などによって第1共鳴室から分割して設けてあれば、樹脂などにより第1共鳴室と一体的に成形されたもの、または、鉄板などからなり第1共鳴室に一体的に溶接されたものであってもよい。

連通路は、第1共鳴室と第2共鳴室を連通するシリンダ状部材であり、その一端が第1共鳴室側に開口し他端が第2共鳴室側に開口している。そして、以下に述べる封止部材と弁機構によってその第2共鳴室側の開口が閉じられた状態になっている場合、サイドブランチとして機能して吸気または排気騒音を低減するものである。また、その第2共鳴室側の開口が開いた状態になっている場合、第2共鳴室の連通路となり、吸気または排気騒音を第2共鳴室に導入し、第2共鳴室の内部で多方向に反射させ、これらを共鳴させて打ち消す作用をするものである。この連通路は、樹脂など

- 6 -

により第1共鳴室と第2共鳴室を分割する隔壁など一体的に成形されたもの、または、鉄板などからなり隔壁に一体的に溶接されたものであってもよい。

封支部材は、連通路の第2共鳴室側の開口端部を開閉し、本発明の可変消音器の固有共鳴周波数を可変とする部材である。この封支部材は、上記連通路の第2共鳴室側の開口端部を開閉するものであれば、その形状は問わない。たとえば、以下にのべるように円盤状、一端開口の筒状、または、弁状などとしてもよい。

弁機構は、エンジンの回転数に応じて封支部材を駆動して連通路を開閉するものである。この弁機構は、たとえば、駆動軸と、ばねなどの付勢部材と、負圧源と、負圧のオン、オフを切替えるソレノイドなどのアクチュエータと、エンジンの回転数に応じてアクチュエータへの通電を制御するマイクロプロセッサから構成される。

〔発明の作用および効果〕

上記のように構成された本発明の可変消音器の

- 7 -

2共鳴室の容積 $V_2$ を代入して得られる $f_2$ なる周波数の吸気または排気騒音が打ち消される。

なお、第1共鳴室と第2共鳴室の共鳴効果が互いに影響し合うので、上記①式に第1共鳴室と第2共鳴室のそれぞれの諸元を代入して得た理論共鳴周波数は、実際に効果のある共鳴周波数とは若干異なる。また、第1共鳴室と第2共鳴室の共鳴効果が影響する度合いは、連通路の径や長さによっても変化するので、要求される共鳴周波数特性を満足するように第1共鳴室、第2共鳴室および連通路の諸元を実験的に設定することが好ましい。

一方、エンジン回転数が所定の範囲において、封支部材が連通路の第2共鳴室側の開口端部を閉じる。この状態では、ダクトからエンジンの回転数に応じて流量が変化する流体は第1共鳴室だけに導入される。すると、第1共鳴室においては、エンジン回転に伴って発生した吸気または排気騒音のうち上記の周波数 $f_1$ なる周波数と同時に、連通路がサイドブランチとして機能するので、下記の②式で表される周波数 $f_s$ なる高周波、高次

- 9 -

作用および効果について以下説明する。

連通路の第2共鳴室側の開口端部が開いている状態で、ダクトからエンジンの回転数に応じて流量が変化する流体が第1および第2共鳴室に導入すると、エンジンの回転に伴って発生した吸気または排気騒音のうち、下記の式によって表される周波数の騒音が共鳴効果によって打ち消される。

$$f = (c / 2\pi) (S / V L)^{1/2} \dots \textcircled{1}$$

ここで、 $c$ は音速、 $S$ は連通路の断面積、 $V$ は共鳴室の容積、 $L$ は連通路の長さである。

第1共鳴室においては、①式の $S$ にダクトと第1共鳴室を連通する開口の断面積 $S_1$ 、 $L$ にダクトの内厚 $\delta$ 、 $V$ に第1共鳴室の容積 $V_1$ を代入して得られる周波数 $f_1$ なる吸気または排気騒音、および、ダクトの断面積が第1共鳴室によって変化した吸気または排気流体が膨脹収縮することにより減衰する $f_1'$ なる高周波数の吸気または排気騒音が、同時に打ち消される。

さらに、第2共鳴室においては、①式の $S$ に連通路の断面積 $S_2$ 、 $L$ に連通路の長さ $L$ 、 $V$ に第

- 8 -

数（たとえば、エンジン回転数の9次、12次成分。）の吸気または排気騒音が打ち消される。

$$f_s = c (2n - 1) / 4L \dots \textcircled{2}$$

ここで、 $c$ は音速、 $n$ は1以上の整数、 $L$ は連通路の長さである。

したがって、連通路が開いた状態になっている場合には、第1共鳴室が吸気または排気騒音を共鳴させて打ち消しかつ吸気または排気流体を膨脹収縮させて吸気または排気騒音を減衰し、加えて、第2共鳴室が吸気または排気騒音を共鳴させて打ち消す。

一方、連通路が封支部材によって閉じられた状態になっている場合には、第1共鳴室において吸気または排気騒音を共鳴させて打ち消しかつ吸気または排気流体を膨脹収縮させて吸気または排気騒音を減衰し、加えて、この場合、連通路がサイドブランチとして機能するので、さらに高周波の吸気または排気騒音を低減することができる。以上のように本発明の可変消音器によって、複合的な消音効果が得られる。

- 10 -

このように、本発明の可変消音器は、エンジン回転数の広い範囲にわたって、その高次成分までも含んだ吸気または排気騒音を低減することができる。また、簡単かつ高張らない構成なので、従来の共鳴型消音器のように大きな取り付け空間を必要とすることはない。

また、本発明の可変消音器による消音は、従来の共鳴型消音器のように特定の周波数で消音効果が著しく大きすぎるといこともなく、音圧の変化も滑らかで、消音の結果、不快な音が聞こえるということもない。

#### 【実施例】

以下、図面を参照しながら、本発明の可変消音器の実施例について説明する。

#### （第1実施例）

第1図に、本発明の可変消音器の第1実施例の断面図を示す。第1共鳴室1は、鉄板製の筒状部材11から構成され、エンジンの回転数に応じて流量が変化する吸気ガスが流れる吸気管6とは溶接などによって一体的に形成され、かつ、開口1

— 11 —

た駆動軸51とスプリング53などからなり封止部材4を上下に駆動するバキュームアクチュエータ52と、負圧源54（負圧リザーバなど）と、負圧のオン、オフを切り替えるソレノイド56と、エンジン回転数のパルス信号によってソレノイド56への通電を制御するECU57（マイクロプロセッサ）からなる。

所定のエンジンの回転数において、ECU57がソレノイド56にパルス信号を入力すると、ソレノイド56が起動し負圧源54の負圧がバキュームアクチュエータ52に印加される。すると、バキュームアクチュエータ52が起動し、駆動軸54が下降する。これによって、封止部材4が下方に駆動され、連通路3の第2共鳴室2側の開口端部を開き、第1共鳴室1と第2共鳴室2が連通する。

一方、所定外のエンジン回転数においては、ソレノイド56は停止状態であり、負圧源54の負圧がバキュームアクチュエータ52に印加されなくなる。すると、スプリング53の付勢力によ

— 13 —

2によって連通している。なお、この第1共鳴室1の容積 $V_1$ は3ℓである。

第2共鳴室2は、鉄板製の筒状部材21から構成され、以下に述べる連通路3を一体的に形成した隔壁31によって、第1共鳴室1と区画され、それと独立に設けられている。なお、この第2共鳴室2の容積 $V_2$ は、1ℓである。

連通路3は、第1共鳴室1と第2共鳴室2を区画する隔壁31の中央に一体的に形成された鉄板製の筒状部材である。連通路3の両端は開口しており、その一端が第1共鳴室1側に開口し、その他端は第2共鳴室2側に開口している。

第1共鳴室1と第2共鳴室2は、連通路3を一体的に形成した隔壁31を間に挟み、吸気ガスが内部から漏れないように溶接またはボルトなどによって固定されている。

封止部材4は、以下に述べる弁機構5によって上下に駆動され、連通路3の第2共鳴室2側の開口を開閉する鉄板製の円盤状部材である。

弁機構5は、封止部材4の中心に取り付けられ

— 12 —

て、駆動軸51が上昇する。これによって、封止部材4が上方に駆動され、連通路3の第2共鳴室2側の開口端部を閉じ、第1共鳴室1と第2共鳴室2が非連通状態となる。

上記のように構成した第1実施例の可変消音器の作用および効果について、以下、説明する。

第1実施例の可変消音器を吸気口と6気筒エンジンの間に取り付けて、吸気口からこの消音器を経由してエンジンに吸気ガスを流し、この消音器の消音効果を評価した。第2図および第3図にこの評価結果を示す。第2図はエンジン回転数の3次成分（6000rpmが300Hzに相当。）の吸気騒音に対するこの消音器の消音効果を示し、第3図はエンジン回転数の6次成分（6000rpmが600Hzに相当。）の吸気騒音に対するこの消音器の消音効果を示す。なお、第2図および第3図において一点鎖線は、弁機構5を駆動し封止部材4を下方に駆動して連通路3を常時開いた状態でのこの消音器の消音効果を示し、点線は、弁機構5を駆動せず封止部材4によって連通路3

— 14 —

を常時閉じた状態のこの消音器の消音効果を示す。

以上の結果から、エンジン回転数の3次成分とエンジン回転数の6次成分の両方の吸気騒音に対して、最大の消音効果を得るには、エンジン回転数3000rpm以下においては、連通路3を開いた状態でこの消音器を使用し、エンジン回転数3000rpm以上においては、封止部材4によって連通路3を閉じた状態でこの消音器を使用すればよいことがわかる。このように第1実施例の可変消音器を使用することによって得られる消音効果を第2図および第3図に実線で示す。

第1実施例の可変消音器を上記のように使用したときのエンジン回転数の3次成分の吸気騒音に対する消音効果、すなわち、第2図の実線において、120Hz付近の谷部が第2共鳴室2による消音効果（連通路3開時）であり、200Hz付近の谷部が第1共鳴室1による消音効果（連通路3開時）である。第2図から明らかなように、この可変消音器によって、エンジン回転数の3次成分の吸気騒音を消音すると、目標の音圧レベルを

- 15 -

満足し、かつ、音圧が滑らかに変化する消音効果が得られたことがわかる。

また、第1実施例の可変消音器を上記のように使用したときのエンジン回転数の6次成分の吸気騒音に対する消音効果、すなわち、第3図の実線において、120Hz付近の谷部が第2共鳴室2による消音効果（連通路3開時）であり、200Hz付近の谷部が第1共鳴室1による消音効果（連通路3開時）である。また、この場合、3000Hz以上の吸気騒音に対しても、目標の音圧レベルを満足する消音効果が得られた。これは、連通路3を閉じた状態において、第1共鳴室1による消音効果に加えて、吸気管6の断面積が第1共鳴室1によって変化し吸気ガスが膨脹収縮することにより減衰し、さらに高周波数の吸気騒音が消音される効果（連通路3開時の380～390Hz付近の谷部）、および連通路3がサイドブランチとして機能しさらに高周波の吸気騒音が消音される効果が複合したことによって得られたものである。第3図から明らかなように、この可変消音

- 16 -

器によって、エンジン回転数の6次成分の吸気騒音も、目標の音圧レベルを満足し、かつ、音圧が非常に滑らかに変化するように消音されたことがわかる。

以上の説明から明らかなように、第1実施例の可変消音器による消音は、特定の周波数で消音効果が大きすぎるといこともなく、音圧の変化も滑らかであり、その聴感もよい。さらに、第1実施例の可変消音器は、エンジン回転数の高次成分の吸気騒音も同時に消音する能力を有する優れた可変消音器である。

（従来例）

比較のため、第4図に示す従来の共鳴型消音器600の第1共鳴室610の容積を1.5ℓ、第2共鳴室620の容積を2.5ℓ、総容積を第1実施例の可変消音器と同一の4.0ℓとしたものを準備した。この従来の消音器600を上記の第1実施例で詳述したのと同じの方法で評価した。

この結果を第5図および第6図に示す。第1実施例と同様に、第5図はエンジン回転数の3次成

- 17 -

分の吸気騒音に対する従来の消音器600の消音効果を示し、第6図はエンジン回転数の6次成分の吸気騒音に対する従来の消音器600の消音効果を示す。なお、第1実施例と同様に、第5図および第6図において、一点鎖線は、弁602を常時開いた状態での従来の消音器600の消音効果を示し、点線は、弁602を常時閉じた状態での従来の消音器600の消音効果を示す。

第5図から、エンジン回転数の3次成分の吸気騒音に対して、最大の消音効果を得るには、エンジン回転数3200rpm以下において、弁602を開いた状態で従来の消音器600を使用し、エンジン回転数3200rpm以上において、弁602を閉じた状態で従来の消音器602を使用すればよいことがわかる。従来の消音器600をこのように使用することによって得られる消音効果を、第5図および第6図に実線で示す。しかしながら、第6図に示すように、従来の消音器600をこのように使用しても、エンジン回転数の6次成分の吸気騒音に対しては良好な消音効果が得

- 18 -

られなかった。

従来の消音器600を上記のように使用したときのエンジン回転数の3次成分の吸気騒音に対する消音効果、すなわち、第5図の実線において、120Hz付近の谷部が第1共鳴室610と第2共鳴室620による消音効果（弁602閉時）であり、200Hz付近の谷部が第1共鳴室610による消音効果（弁602閉時）である。第5図から明らかなように、従来の消音器600は、エンジン回転数の3次成分の吸気騒音のうち特定周波数の吸気騒音だけにしか効果がなく、かつ、音圧が著しく上下する消音効果しか得られないことがわかる。

また、従来の消音器600を上記のように使用したときのエンジン回転数の6次成分の吸気騒音に対する消音効果、すなわち、第6図の実線において、120Hz付近の谷部が第1共鳴室610と第2共鳴室620による消音効果（弁602閉時）であるが、これ以外に顕著な消音効果はなかった。また、200～320Hzの周波数の吸気

- 19 -

騒音については目標レベルを越えてしまい（斜線部）、320Hz以上の周波数の吸気騒音については、特に400Hz以上の高周波数で、目標レベルを大幅に越えてしまい（斜線部）、なんらの消音効果もなかった。

上記のように、従来の消音器600は、エンジン回転数の高次成分の吸気騒音を同時に消音することができないだけでなく、特定の周波数だけにおいて音圧が著しく変化する消音効果があるだけで、その聴感もよくない。たとえ、共鳴室600をさらに分割し、より多数の共鳴室を設け、これらを複数の弁602によって開閉して、共鳴室600の容積を種々に変化させても、第1実施例の可変消音器と同様の消音効果を生み出すことはない。

（第2実施例）

第7図に、本発明の可変消音器の第2実施例の断面図を示す。第2実施例の可変消音器は、第1実施例の変形例であり、自動車のエンジンルームにおけるその搭載条件、たとえば、取り付け空間

- 20 -

を低減するなどの条件を考慮したものである。

すなわち、第2実施例においては、共鳴室1a内に吸気管6aを挿通し、その吸気管6aに形成した開口12aと連通路3aを対向するように配置し、連通路3aの下方に第2共鳴室2a、封止部材4aやバキュームアクチュエータ52aを配置した構成である。

この第2実施例の可変消音器も、第1実施例と同様の作用および効果を有する。

（第3実施例）

第8図に、本発明の可変消音器の第3実施例の断面図を示す。第3実施例の可変消音器も第2実施例と同様に、第1実施例の変形例であり、自動車のエンジンルームにおけるその搭載条件を考慮したものである。

この第3実施例においては、連通路3bを吸気管6bと平行に配置し、連通路3bの横に第2共鳴室2b、封止部材4bやバキュームアクチュエータ52bを配置した構成である。すなわち、第1実施例と第2実施例においては、隔壁31、3

- 21 -

1aと吸気管6、6aが平行に配置されており、第1共鳴室1、1aの下方に第2共鳴室2、2aが配置されているのに対し、第3実施例においては、隔壁31bと吸気管6bが垂直に配置されており、第1共鳴室1bの横に第2共鳴室2bが配置されている。

この第3実施例の可変消音器も、第1実施例と同様の作用および効果を有する。

（第4実施例）

本発明の可変消音器の第4実施例は、連通路3cの第2共鳴室2c側の開口端部が封止部材4cによって閉じられたときの、そのサイドブランチ効果を積極的に利用しようとする実施例である。

連通路3cの第2共鳴室2c側の開口端部が開いた状態の第4実施例の可変消音器を第9図に、連通路3cの第2共鳴室2c側の開口端部を封止部材4cが閉じた状態の第4実施例の可変消音器を第10図に示す。

この第4実施例の封止部材4cは、一端が開口し、他端が閉塞した筒状部材である。第10図に

- 22 -

示すように、封止部材 4 c が、第 2 共鳴室 2 c 側の隔壁 3 1 c の面とほぼ面一に設けられた連通路 3 c の開口端部を閉じたときのサイドブランチの長さ  $L_s$  は、連通路 3 c の長さ  $L$  と封止部材 4 c の内のりの長さ  $L_4$  の和となる。すなわち、サイドブランチの長さを上記のように設定した筒状封止部材 4 c によって、 $L_s = L + L_4$  とし、これによって、前述の②式に基づいて所望の周波数の吸気騒音を消音しようとするものである。

#### (第 5 実施例)

第 1 1 図および第 1 2 図に、本発明の可変消音器の第 5 実施例の断面図を示す。第 5 実施例の可変消音器は、封止部材 4 d を升状に形成したものである。封止部材 4 c が連通路 3 d の第 2 共鳴室 2 d 側の開口端部を閉じたときに、その内部に小容量の第 3 共鳴室 4 1 d を形成し、これによって、高周波数の吸気騒音を消音しようとするものである。

第 1 2 図に示すように、升状の封止部材 4 d が、第 2 共鳴室 2 d 側の隔壁 3 1 d の面とほぼ面一に

- 23 -

設けられた連通路 3 d の開口端部を閉じたときに、小容量の第 3 共鳴室 4 1 d が形成される。この第 3 共鳴室 4 1 d の共鳴効果によって、高周波数の吸気騒音が消音される。

#### (第 6 実施例)

第 1 3 図および第 1 4 図に示す本発明の可変消音器の第 6 実施例の断面図から明らかなように、第 6 実施例の可変消音器は、第 5 実施例の可変消音器の変形例である。

すなわち、隔壁 3 1 e の第 2 共鳴室 2 e 側の面から第 2 共鳴室 2 e の底部に向かって垂直に突出し、そして、軸心に向かって水平にのびる付属隔壁 3 2 e が、隔壁 3 1 e と一体的に形成してある。なお、この付属隔壁 3 2 e の底部には、連通路 3 e の内径よりも大きい直径の開口 3 3 e が形成されている。

第 1 4 図に示すように、開口 3 4 e の直径よりも大きい直径の封止部材 4 e が、付属隔壁 3 2 e の開口 3 3 e を閉じたときに、付属隔壁 3 2 e の内部に小容量の第 3 共鳴室 3 4 e が形成される。

- 24 -

この第 3 共鳴室 3 4 e の共鳴効果によって、高周波数の吸気騒音が消音される。

#### 4. 図面の簡単な説明

第 1 図は、本発明の第 1 実施例の可変消音器の断面図である。第 2 図は、第 1 実施例の可変消音器のエンジン回転数の 3 次成分の吸気騒音に対する消音効果を示す線図である。第 3 図は、第 1 実施例の可変消音器のエンジン回転数の 6 次成分の吸気騒音に対する消音効果を示す線図である。第 4 図は、従来の共鳴型消音器の断面図である。第 5 図は、従来の共鳴型消音器のエンジン回転数の 3 次成分の吸気騒音に対する消音効果を示す線図である。第 6 図は、従来の共鳴型消音器のエンジン回転数の 6 次成分の吸気騒音に対する消音効果を示す線図である。第 7 図は、本発明の第 2 実施例の可変消音器の断面図である。第 8 図は、本発明の第 3 実施例の可変消音器の断面図である。第 9 図は、本発明の第 4 実施例の可変消音器の断面図である。第 1 0 図は、本発明の第 4 実施例の可変消音器の断面図である。第 1 1 図は、本発明の

- 25 -

第 5 実施例の可変消音器の断面図である。第 1 2 図は、本発明の第 5 実施例の可変消音器の断面図である。第 1 3 図は、本発明の第 6 実施例の可変消音器の断面図である。第 1 4 図は、本発明の第 6 実施例の可変消音器の断面図である。

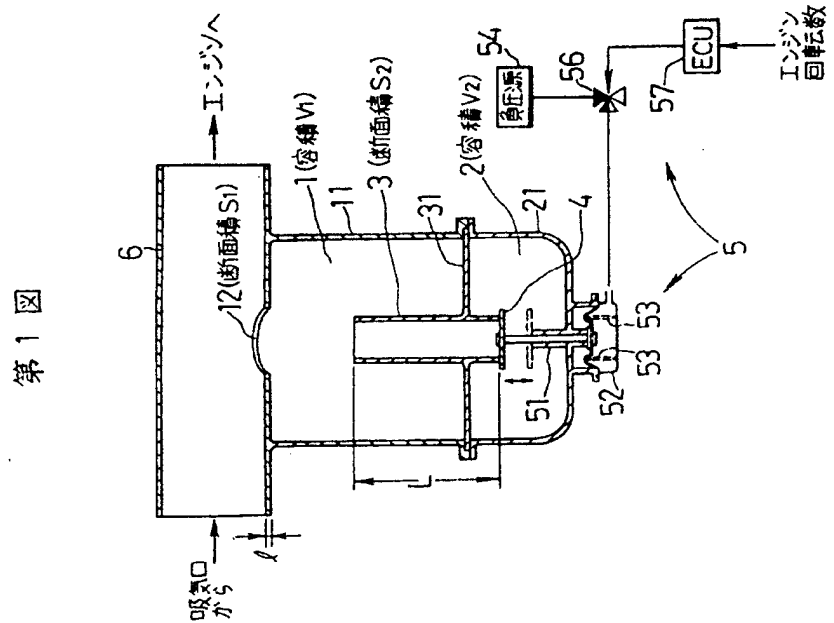
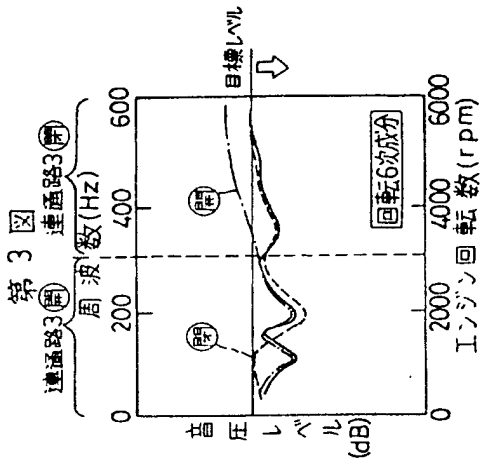
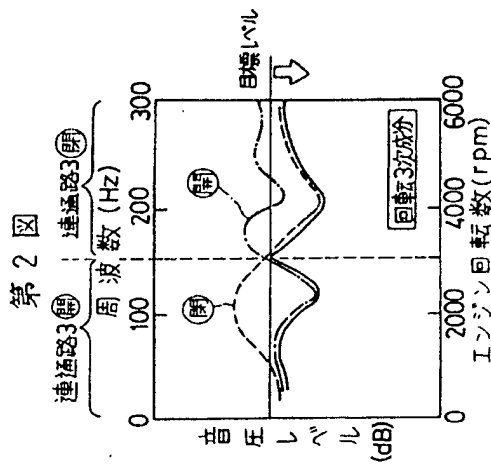
1…第 1 共鳴室、2…第 2 共鳴室、3…連通路

4…封止部材、5…弁機構

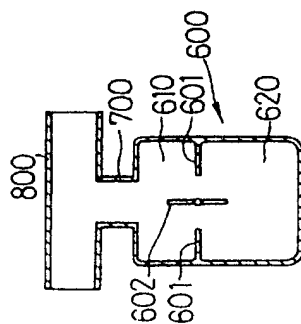
特許出願人	日本電装株式会社
同	トヨタ自動車株式会社
代理人	弁理士 大川 宏

- 26 -

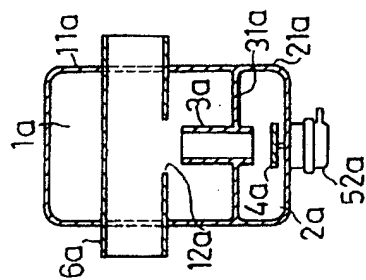




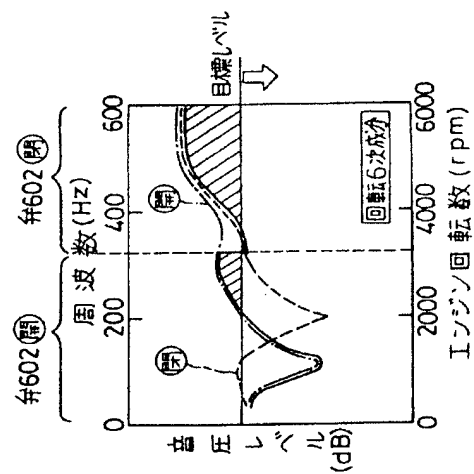
第4図



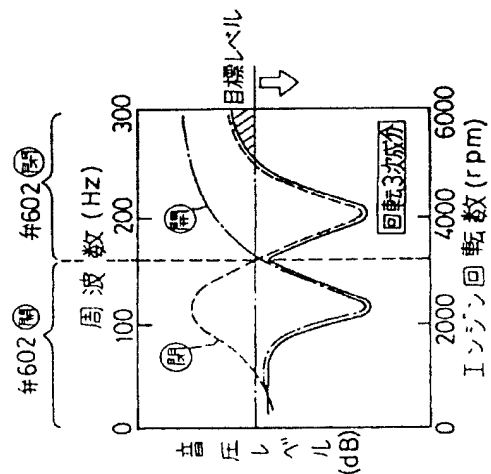
第7図



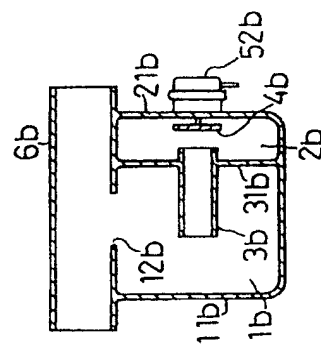
第6図



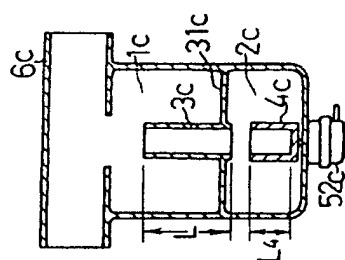
第5図



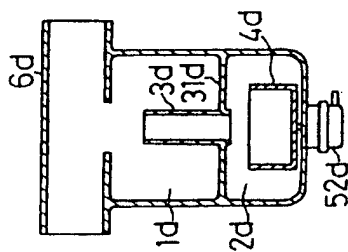
第8図



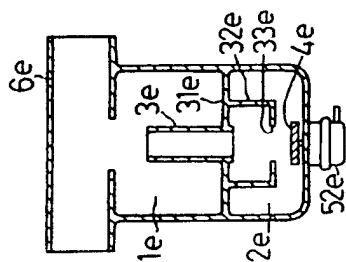
第9図



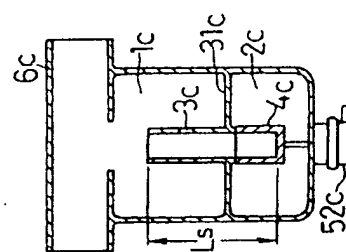
第11図



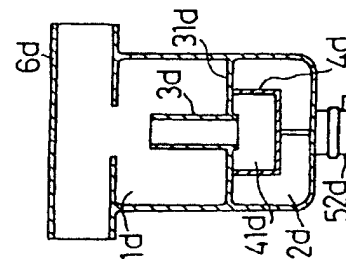
第13図



第10図



第12図



第14図

